

(12) Japanese Laid-Open Utility-Model Publication (U)

(11) Publication Number: 63-34964

(19) Japanese Patent Office (JP)

(43) Publication Date: March 7, 1988

(51) Int. Cl.⁴

F 25 B 11/00

(21) Application Number: 62-115343

(22) Application Date: April 16, 1980

(71) Applicant: Maekawa Seisakujo CO., LTD

(71) Applicant: Hiroshi TANIGUCHI

(72) Creator: Hiroshi TANIGUCHI

(72) Creator: Keisuke KASAHARA

(54) [Title of the Invention] A power recovery
apparatus for a refrigeration or heat pump cycle

(57) Claim

A power recovery apparatus for a refrigeration or heat pump cycle, characterized in that a screw-type two-phase flow expansion device is connected to a compressor, wherein the expansion device introduces and expands refrigerant liquid that has been supercooled by a refrigeration or heat pump cycle that performs super cooling.

公開実用 昭和63-34964

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 実用新案出願公開

⑫ 公開実用新案公報(U)

昭63-34964

⑬ Int. Cl.⁴

F 25 B 11/00

識別記号

庁内整理番号

C-7536-3L

⑭ 公開 昭和63年(1988)3月7日

審査請求 有 (全 頁)

⑮ 考案の名称 冷凍又はヒートポンプサイクルの動力回収装置

⑯ 実 願 昭62-115343

⑰ 出 願 昭55(1980)4月16日

前特許出願日援用

⑱ 考 案 者	谷 口 博	北海道札幌市東区北22条東18丁目6番26号
⑲ 考 案 者	笠 原 敬 介	東京都中野区白鷺3丁目6番11号
⑳ 出 願 人	株式会社 前川製作所	東京都江東区牡丹2丁目13番1号
㉑ 出 願 人	谷 口 博	北海道札幌市東区北22条東18丁目6番26号
㉒ 代 理 人	弁理士 樺 沢 襄	外2名



明 細 書

1. 考案の名称

冷凍又はヒートポンプサイクルの動力回収装置

2. 実用新案登録請求の範囲

過冷却を行わせる冷凍又はヒートポンプサイクルにおいて過冷却された冷媒液を導入膨脹させるスクリー式二相流の膨脹機を圧縮機と連結したことを特徴とする冷凍又はヒートポンプサイクルの動力回収装置。

3. 考案の詳細な説明

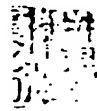
〔考案の目的〕

〔産業上の利用分野〕

この考案は、冷凍又はヒートポンプサイクルの動力回収装置に関するものである。

〔従来の技術〕

第3図は、従来周知の冷凍又はヒートポンプサイクルであって、1は圧縮機、6は凝縮器、2'は絞り膨脹弁、11は蒸発器、4は圧縮機1を駆動するためのヒータ、5は駆動軸である。また

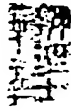


8 は内部熱交換器であって熱媒体入口15、熱媒体出口16が接続され、また17は内部熱交換器であって熱媒体入口12、熱媒体出口14が連通される。

7 はガス吐出管、9 は液管、10 は連通管、13 はガス吸入管である。

このような従来周知のサイクルにおいては、圧縮機1に費される圧縮仕事の熱当量がモータ4で消費されるものであり、モータ4には何等動力が還元されていない。液管9を流れる冷媒液は、絞り膨脹弁2'により高圧から低圧に減圧されるが、エンタルピー (Kcal/kg) の変化はなく (等エンタルピー変化) 圧力損失が生ずる。

また前記の絞り膨脹弁2'の代りに歯車式、ペーン式又はターボ式の膨脹タービンを用いて冷媒の圧力変化を利用するようにし、その圧力エネルギーにより動力を回収する装置が知られている (特開昭54-100551号公報参照)。しかしながらこのような装置では、サイクルの凝縮器から蒸発器に流れてゆく気液混合の二相流からなる流体のエネルギーを回転力として良好に回収す



ることは事実上はできない。何となれば、鹵車式、ペーン式又はターボ式の膨脹タービンはその構造が流体としての性質の異なる気体と液体の両方に共に適合するようにはなっていないから、二相流用としては能率よい膨脹タービンとして機能することができないからである。

（考案が解決しようとする問題点）

この考案は、スクリュース式二相流の膨脹機により、高圧の冷媒液が過冷却の状態から低圧の冷媒液と低圧のフラッシュガス又は湿りガスとなって蒸発器に流入する過程において該二相流の流体のエネルギーを十分に能率よく利用しこれを動力として十分に回収して前記従来技術の欠点を解消することを目的とする。

・（考案の構成）

（問題点を解決するための手段）

冷凍又はヒートポンプサイクルの動力回収装置において、過冷却された冷媒液を導入膨脹させるスクリュース式二相流の膨脹機を圧縮機と連結し、前記膨脹機により充分動力を回収する。

(作用)

冷凍又はヒートポンプサイクルにおいて、高圧の冷媒液が過冷却の状態から低圧の冷媒液と低圧のフラッシュガス又は湿りガスの混合流体となって蒸発器に流入する過程においてスクリー式二相流の膨脹機を作動せしめその圧力変化を回転動力として十分に回収する。

(実施例)

この考案の実施例を第1図により説明する。

図中、第3図と同一符号を付した部分は同一の構造部分を表わすものである。1はスクリー式、ターボ式、レシプロ式等からなる圧縮機、2はスクリー式二相流の膨脹タービン、3は膨脹タービン2と圧縮機1とを連結する駆動軸である。

モータ4から供給される動力によって圧縮機1を駆動して冷凍又はヒートポンプサイクルのガス圧縮を行い、圧縮された冷媒ガスは、例えばR22ならば14～15 kg/cm²の吐出圧力となって吐出ガス管7を経て凝縮器6に流入し、内部熱交換器8内の熱媒体に熱を与えて前記吐出圧力と同

じ凝縮圧力で液化する。冷媒液は、過冷却状態として液管9を経て膨脹機としての膨脹タービン2に流入し、膨脹タービン2を吸入圧力までの圧力差によって回転させ、駆動軸3と圧縮機1を通してこの圧力差分が動力に変換されて、動力回収が行われ圧縮機1の圧縮動力を軽減させることができる。

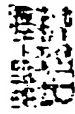
14～15 kg/cm²の冷媒液は液管9より膨脹タービン2に流入し乾きフラッシュガスと液微粒子を含んだ湿りガスの、相の異なる混合流れに変化しつつ膨脹タービン2を通過し、0～5 kg/cm²の低圧にまで減圧される際の圧力エネルギーによって膨脹タービン2が回転されるものである。膨脹機をスクリー式二相流の型式とした理由は、容積型で2本のオス・メススクリーからなる膨脹機がもともと液シール式の容積型圧縮機と同じ構造であるため、液ガス混合体の内、液はネジのガス漏洩シールとして作用し、湿りガス及びガスは順次体積の増大する閉じ込み容積（ねじ間隙の）中でフラッシュ膨脹して蒸発器に流入し熱交換作

特許
第34964号

用をさせることができるからである。

冷凍又はヒートポンプサイクルにおける膨脹弁の絞り作用によると、前記のように冷媒は液、ガスの二相流となる。この場合、その圧力エネルギーを動力として回収するため、羽根型や遠心型のタービンを使用すると、これらは速度型のためキャビテーション等の故障を起し易く、性能が上らないので不向きである。またレシプロ型圧縮機も当然ながら二相流には適していない。これに対してスクルー圧縮機はもともと液噴射式であるから二相流用として好適の圧縮機であり、これを逆に膨脹機として使用することによりその利点を利用できるので、前記従来技術の欠点を解消することができる。

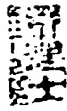
冷凍又はヒートポンプサイクルにおいて、一例としてR22を冷媒とするフロン系ガスを使用する場合、圧縮機が油噴射式ならば油が冷媒に混入するので、膨脹タービンには冷媒液、冷媒ガスの外に油も混入し三相流ともなるが、キャビテーション変動にも強いスクルー式を用いたため十



分これに対応できる利点がある。この場合、同調ギヤ（タイミングギヤ）は用いない。また油噴射を行わず冷媒に油を混入させるときも同調ギヤは用いない。

冷媒液、冷媒ガスだけで油混入、油噴射がなければ、膨脹タービンの二本のスクリーロータは同調ギヤによって無接触の構造として設置される。

今、第1図のヒートポンプサイクルにおいて、モータ4から圧縮機1の所要軸動力として500 KWが与えられたとし、膨脹タービン2（効率 $\eta = 0.5$ ）から得られる回収動力が約40 KW得られるとすれば、圧縮機1の圧縮に要する仕事の熱当量は $(40 + 500)$ KWで、540 KWの仕事ができることになり、したがってモータ4は500 KWであるが540 KWの圧縮仕事ができることになる。逆に云えば540 KWの出力のモータが必要なときに500 KWの動力で良いことになり、冷凍又はヒートポンプサイクルの省エネルギーが可能となるものである。



次に第2図のモリエル線図により本考案の利点を説明する。冷媒の減圧膨脹に絞り弁を用いるサイクルは、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow G \rightarrow A$ となる。 $C \rightarrow G$ が膨脹過程（等エンタルピー変化）である。この場合の冷凍熱量（蒸発器により汲み上げることのできる熱量）は、 $Q = (i_A - i_G) \text{ Kcal/Kg}$ である。

また従来技術（特開昭54-10051号公報）の膨脹タービンを用いるサイクルは、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ であり、 $C \rightarrow D$ が膨脹過程ある。この場合の冷凍熱量は、 $Q + \Delta Q = (i_A - i_D) \text{ Kcal/Kg}$ である。

これに対し、二相流の膨脹機を使用して飽和液線上のC点から膨脹を行わせるサイクルとすると、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow H \rightarrow A$ となり、 $C \rightarrow H$ が膨脹過程（等エントロピー変化）であり、冷凍熱量は、 $Q + \Delta Q' = (i_A - i_H) \text{ Kcal/Kg}$ と増加させることができる。これに対して本考案のようにC点から更に $C \rightarrow E$ の過冷却過程を行わせる周知の過冷却サイクルを辿らせると、 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow E \rightarrow F$

140

→ J → A となり、F → J が膨脹過程（等エントロピー変化）であって、冷凍熱量は、 $Q + \Delta Q'' = (i_A - i_J) \text{ Kcal/Kg}$ のように一層増加させることができる。前記冷凍熱量の大小の関係は、明らかに次のとおりとなる。

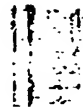
$$(i_A - i_J) > (i_A - i_H) > (i_A - i_D) > (i_A - i_G)$$

（考案の効果）

この考案は、過冷却過程を行わせる冷凍又はヒートポンプサイクルの膨脹過程にスクリュース式二相流の膨脹機を用い、この膨脹機により前記冷凍又はヒートポンプサイクルの圧縮機を連動させることにより、高圧の冷媒液が過冷却の状態から低圧の冷媒液と低圧のフラッシュガス又は湿りガスとなって蒸発器に流入する過程において気液混合の流体の圧力エネルギーを回転動力として十分に回収することができるので、サイクルの省エネルギーを達成することが可能となる。

4. 図面の簡単な説明

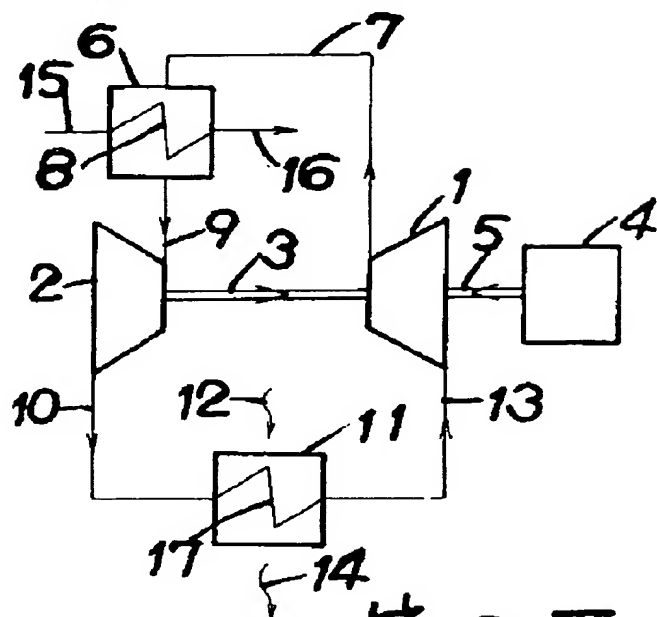
第1図は、この本考案の動力回収装置を実施



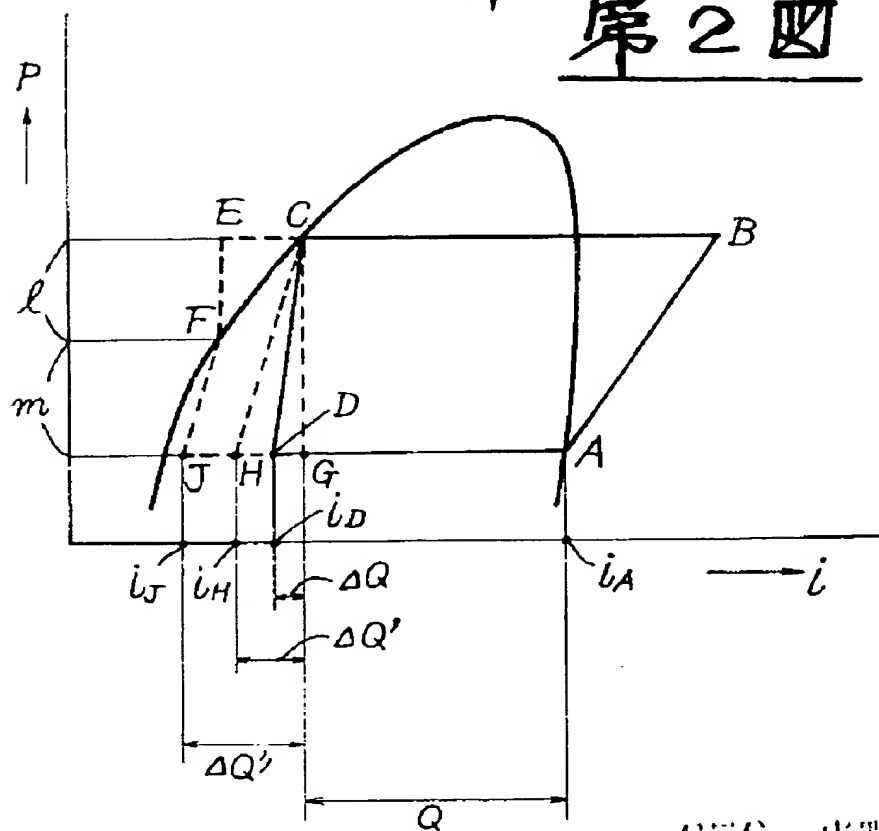
するための冷凍又はヒートポンプサイクルの系統図の一例、第2図はモリエル線図、第3図は従来の冷凍又はヒートポンプサイクルの系統図の一例である。

1・・・圧縮機、2・・・膨脹機としての膨脹タービン、3・・・駆動軸。

第 1 圖



第 2 回

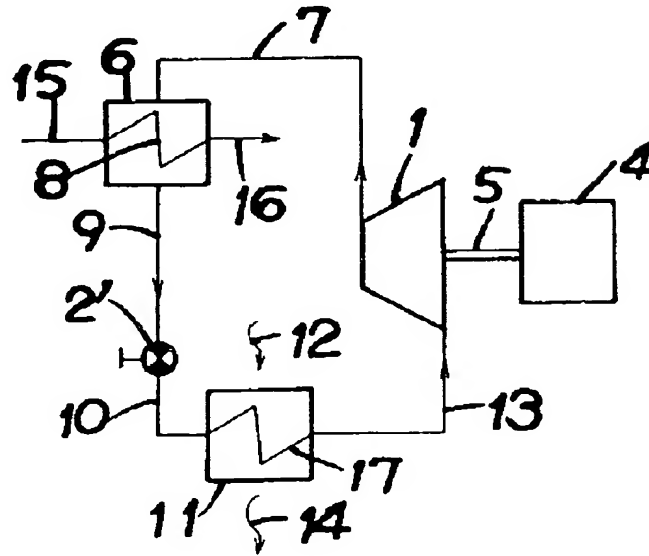


676 美理 3-349 64

特許出願人株式會社前製作所外2名
代理人樺澤襄 外2名

4/2
姓公 00 00 00

第3図



677 昭和63-34964
 特許出願人株式会社前製作所 外1名
 代理人棒澤 襄 外2名